

# MTZ extra



## Thermomanagementsysteme

für E-Achsen mit elektrisch  
angetriebenen Verdrängerpumpen

**SHW**



## Verdrängerpumpen zur Kühlung und Schmierung von elektrischen Achsen

© SHW

Um bei batterieelektrischen Fahrzeugen trotz der im Fahrbetrieb geringeren Verlustwärmemengen ausreichende Wärmemengen für die Batterie- und Kabinenheizung bereitzustellen, werden komplexe Thermomanagementsysteme benötigt, in denen verschiedene Kühl- und Schmiermittelkreise Verwendung finden. SHW hat elektrisch angetriebene Verdrängerpumpenkonzepte untersucht, die für die Kühlung und Schmierung von E-Achsen zum Einsatz kommen und präsentiert Optimierungsschritte sowie neue Konzepte.

Die gegenüber verbrennungsmotorischen Antrieben signifikant geringeren anfallenden Verlustwärmemengen stellen hohe Anforderungen an das Thermomanagement von batterieelektrischen Fahrzeugen (Battery Electric Vehicles, BEVs). Um bei niedrigen Außentemperaturen die zur Temperierung der Traktionsbatterie und der Fahrzeugkabine benötigten Wärmemengen ohne erhebliche Reichweiteinbußen bereitzustellen, werden bei

modernen BEVs die Funktionalitäten der Klimaanlage um einen Wärmepumpenmodus erweitert. Hierdurch ist es möglich, im Fahrbetrieb bei niedrigen Umgebungstemperaturen die in Traktionsmotor und E-Achsantrieb anfallenden Verlustwärmemengen über die Wärmepumpe auf ein für das Beheizen von Batterie und Kabine erforderliches hohes Temperaturniveau zu heben [1]. Wegen niedriger Förderströme, höherer För-

VERFASST VON



**Dr.-Ing. Uwe Meinig**  
ist Leiter der Grundlagenentwicklung bei der SHW Automotive GmbH in Bad Schussenried.



**Dominik Baur, M. Eng.**  
ist Entwicklungsingenieur bei der SHW Automotive GmbH in Bad Schussenried.

derdrücke und höherer Viskosität bei Temperaturen unter dem Gefrierpunkt werden zur Förderung des Schmierbeziehungswise Kühllöls in E-Achsen keine Kreisel-, sondern Verdrängerpumpen verwendet. Diese drehzahlvariabel elektrisch angetriebenen Pumpen werden bevorzugt zusammen mit einem Öl-/Kühlmittelwärme- beziehungsweise Öl-/Kältemittelwärmetauscher sowie einem Filterelement und gegebenenfalls Ventilen in ein kompaktes Ölmanagementmodul integriert [2]. Bei einer Kaltabfahrt bei Temperaturen weit unter dem Nullpunkt (zum Beispiel -30 °C) fallen in der E-Achse wegen der erhöhten Reibung in dem unter diesen Bedingungen hochviskosen Schmier-/Kühllöl vergleichsweise hohe Verlustwärmemengen an, die als Eingangsenergie (Reservoir) über den Wärmetauscher an den Wärmepumpenkreislauf übertragen werden müssen. Diese erhöhte Reibung wirkt auch an den zueinander bewegten Bauteilen der Pumpe und verursacht gesteigerte Pumpenantriebsdrehmomente. Um eine Überlastung der Pumpe an der Tieftemperaturbetriebsgrenze und eine Überdimensionierung des elektrischen Pumpenantriebs wegen begrenzter Pumpenwirkungsgrade im Nennbetriebspunkt zu vermeiden, ist es lohnend, Optimierungspotenziale bezüglich hoher Gesamtwirkungsgrade bei hoher Förderleistung, aber auch niedrige Antriebsdrehmomente bei tiefen Temperaturen zu untersuchen.

### ELEKTRISCH ANGETRIEBENE VERDRÄNGERPUMPEN FÜR E-ACHSEN

Für die Kühlung und Schmierung der E-Achsen von BEVs werden aktuell niedrigviskose Schmieröle eingesetzt. Um hier die Reibverluste zu minimieren, besteht aktuell ein Trend, die Viskositäten dieser Öle weiter zu reduzieren und ausreichende Grenzschmiereigenschaften bei hohen Öltemperaturen und Lasten über Additive sicherzustellen [3]. Trotzdem bedingen die niedrigen Förderströme bei relativ hohen Förderdrücken auch weiterhin den Einsatz von Verdrängerpumpen. Die Dimensionierung und damit die Kosten und Bauabmessungen der elektrischen, als bürstenlose DC-Motoren ausgeführten Pumpenantriebe und der zugehörigen Ansteuerungselektronik werden wesentlich von der erforderlichen Antriebsleistung im Nennleistungspunkt und den maximalen Antriebsdrehmomenten zur Überwindung der viskosen Reibung in der Pumpe an der Tieftemperaturbetriebsgrenze bestimmt. Hieraus resultiert die Forderung nach hohen Gesamtwirkungsgraden der Pumpe im Nennbetriebspunkt und der Minimierung der viskosen Reibung an den Förderelementen der Pumpe. Im Gegensatz zu einer mechanisch, beispielsweise über einen Verbrennungsmotor angetriebenen Pumpe bietet der drehzahlvariable elektrische Antrieb die Möglichkeit, mit einer einfach aufgebauten Zahnradpumpe den Druck und den Volumenstrom des Fördermediums unabhängig vom Fahrzustand des Fahrzeugs in weiten Bereichen zu variieren.

Basis der hier dargestellten Untersuchungen bildet eine einflutige Innenzahnradpumpe (IZP) (Muster A, Referenz), ein seit Langem in E-Pumpen bewährtes Konzept. Verglichen wird diese Pumpe mit einem für diese Untersuchungen ausgelegten Prototyp einer zweiflutigen Innenzahnradpumpe (ZIZP), eine sogenannte Zwillingspumpe (Muster B). Mit dem Ziel, die Reibradien und damit die Antriebsdrehmomente zu reduzieren, wurde hier der Förderstrom auf zwei baugleiche, hinsichtlich Durchmesser und Zähnezahl entsprechend verringerte, über eine gemeinsame Welle angetriebene, beidseitig befüllte Einzelradsätze aufgeteilt. Diese beiden Innenzahnradpumpen werden mit einem ebenfalls für diese Untersuchung ausgelegten Prototyp einer dreispindeligen Schraubenspindel-pumpe (SSP) (Muster C) verglichen.

Für die Auslegung und Optimierung von Verdrängerpumpen und Strömungsmaschinen steht ein breites Portfolio an Auslegungs- und Simulationswerk-

zeugen zur Verfügung, die in enger Zusammenarbeit mit den Entwicklern der Softwarehersteller hinsichtlich der Genauigkeit der Simulationsergebnisse stetig verbessert werden. Für die exakte Vorhersage der Funktionseigenschaften von IZPs wurde ein Template entwickelt, mit dem bei bekannten Bauteiltoleranzen und Betriebsbedingungen wichtige Funktionsdaten wie die Volumenströme und die Antriebsdrehmomente bereits in der Auslegungsphase der Pumpe ermittelt werden können [4]. Die besonderen Bedingungen beim Kaltstart bei sehr niedrigen Temperaturen und sehr hohen Ölviskositäten erfordern spezielle Simulationsmodelle, die über eine Annahme isothermer Bedingungen hinausgehen. Zur Vorhersage des Kaltstartverhaltens wurde daher ein weiteres Template entwickelt, das die Erwärmung des Fluids aufgrund der hohen viskosen Reibung bei bekannten Bauteiltoleranzen simulieren kann [5]. Dies ermöglicht vor dem Eintritt in die Musterphase eine zielgerichtete digitale Entwicklung und Optimierung der Pumpentopologie und Radsatzgeometrie mithilfe von Simulationen. Auf Basis dieser Werkzeuge wurde das Design der IZP und der ZIZP festgelegt.

### VERMESSUNGEN AM ÖLPUMPENPRÜFSTAND

Zur Messung von Antriebsdrehmoment, Volumenstrom und Druckpulsation in Abhängigkeit von der Antriebsdrehzahl der Pumpe bei 25 und 80 °C wurden die drei Muster nacheinander auf dem Ölpumpenprüfstand montiert, **BILD 1**. Die mechanische Kopplung der Pumpe mit dem drehzahlvariablen E-Antrieb des Prüfstands erfolgt über einen Dreh-



**BILD 1** Versuchsaufbau zur Vermessung der Pumpen am Ölpumpenprüfstand (© SHW)

momentmessflansch und eine Wellkuppelung. Die über eine Drossel einstellbare Förderdruckdifferenz von 3 bar wird mit Absolutdrucksensoren in Saug- und Druckleitung gemessen. In der Druckleitung der Pumpe ist zudem ein Druckpulsationsensor angeordnet. Die Förderstrommessung erfolgt über einen Schraubenspindel-Volumenstromsensor. Über ein Messwerterfassungssystem werden die Sensorsignale angezeigt, aufgezeichnet und anschließend gemäß der gewünschten Darstellung ausgewertet und analysiert.

In **BILD 2** sind für eine Öltemperatur von 80 °C bei einer Ölviskosität von 8,9 cSt die Volumenströme, die mechanischen Antriebsleistungen, die volumetrischen und die Gesamtwirkungsgrade sowie die Druckpulsation in der Druckleitung in Abhängigkeit von der Antriebsdrehzahl für die drei untersuchten Pumpen dargestellt. Alle vermessenen Pumpen zeigen den für Verdrängerpumpen charakteristischen linearen Anstieg des Förderstroms mit steigender Drehzahl. Lediglich bei der IZP knickt die Förderkennlinie ab einer Drehzahl von 4000/min wegen beginnender Kavitation ab. Erwartungsgemäß weist die IZP bereits bei niedrigen Dreh-

zahlen verhältnismäßig hohe volumetrische Wirkungsgrade auf. Die Aufteilung des Förderstroms auf zwei Fluten führt hier bei der ZIZP wegen größerer Dichtstreckenlängen zu niedrigeren volumetrischen Wirkungsgraden. Die langen linienförmigen Dichtstrecken zwischen den Spindeln bedingen bei der SSP ebenso niedrige volumetrische Wirkungsgrade bei niedrigen Drehzahlen, die auch das Niveau der Gesamtwirkungsgrade in diesem Drehzahlbereich verringern. Mit steigenden Drehzahlen nähern sich die volumetrischen Wirkungsgrade der drei Pumpen einander an. Wegen der viskosen Reibung, insbesondere zwischen der Mantelfläche des Außenrotors und den Seitenflächen des Laufzeugs zum Gehäuse, sinken die Gesamtwirkungsgrade der IZP mit steigender Drehzahl stetig ab, während die Gesamtwirkungsgrade der SSP über einen weiten Drehzahlbereich zwischen 65 und 70 % liegen. Die Gesamtwirkungsgrade der ZIZP erreichen im Drehzahlbereich zwischen 1500 und 2500/min sogar mehr als 75 % und nähern sich mit stetigem Verlauf bei 5000/min den Werten der SSP an. Prinzipbedingt ist die Druckpulsation im Druckstutzen bei der SSP sehr gering. Die Druckpulsationen der

IZP und der ZIZP liegen insgesamt auf einem deutlich höheren, aber akzeptablen Niveau. Lediglich bei der IZP steigt die Pulsation bei Überschreiten der Kavitationsdrehzahl stark an.

**BILD 3** zeigt die entsprechenden Messergebnisse bei einer Öltemperatur von 25 °C. Die gegenüber den Messungen bei 80 °C wesentlich höhere Viskosität (48,5 cSt) bedingt erwartungsgemäß bei allen drei Pumpen einen Anstieg der volumetrischen Wirkungsgrade bei niedrigen Drehzahlen, gleichzeitig aber auch wegen der erheblich gesteigerten viskosen Reibung zwischen dem Laufzeug und den jeweiligen Gehäuseflächen mit steigenden Drehzahlen einen stetigen Abfall der Gesamtwirkungsgrade.

MESSUNG DER ANLAUFDREHMOMENTE IN DER KÄLTEKAMMER

In einem zweiten Schritt wurden bei -30 °C in der Kältekammer die Anlaufdrehmomente bei einer Drehzahl von 400/min und 4 bar Förderdruck ermittelt, **BILD 4**. Der Versuchsaufbau, die Messtechnik und die Messwerterfassung entsprechen, abgesehen von einem zusätzlichen Druckbegrenzungsventil

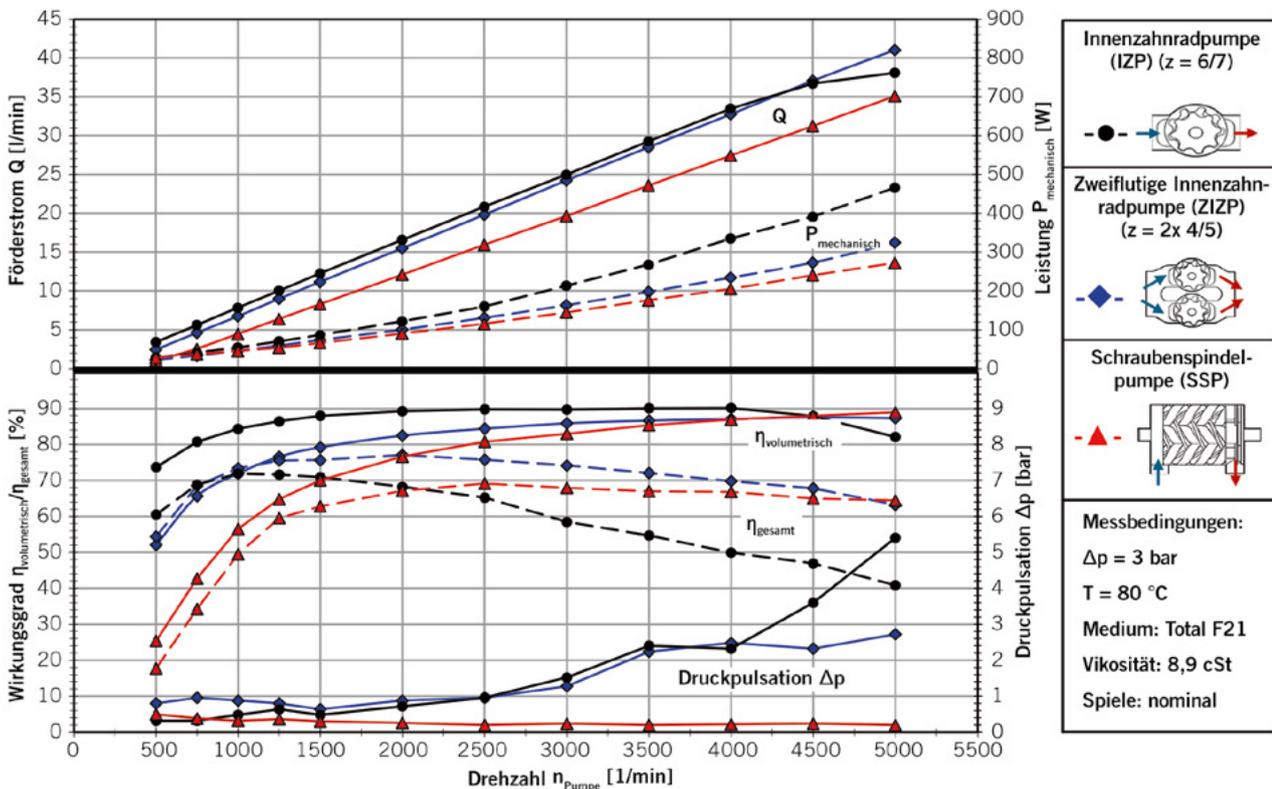


BILD 2 Vergleich der Förderkenndaten der untersuchten Pumpen bei einer Öltemperatur von 80 °C und 3 bar Förderdruckdifferenz (© SHW)

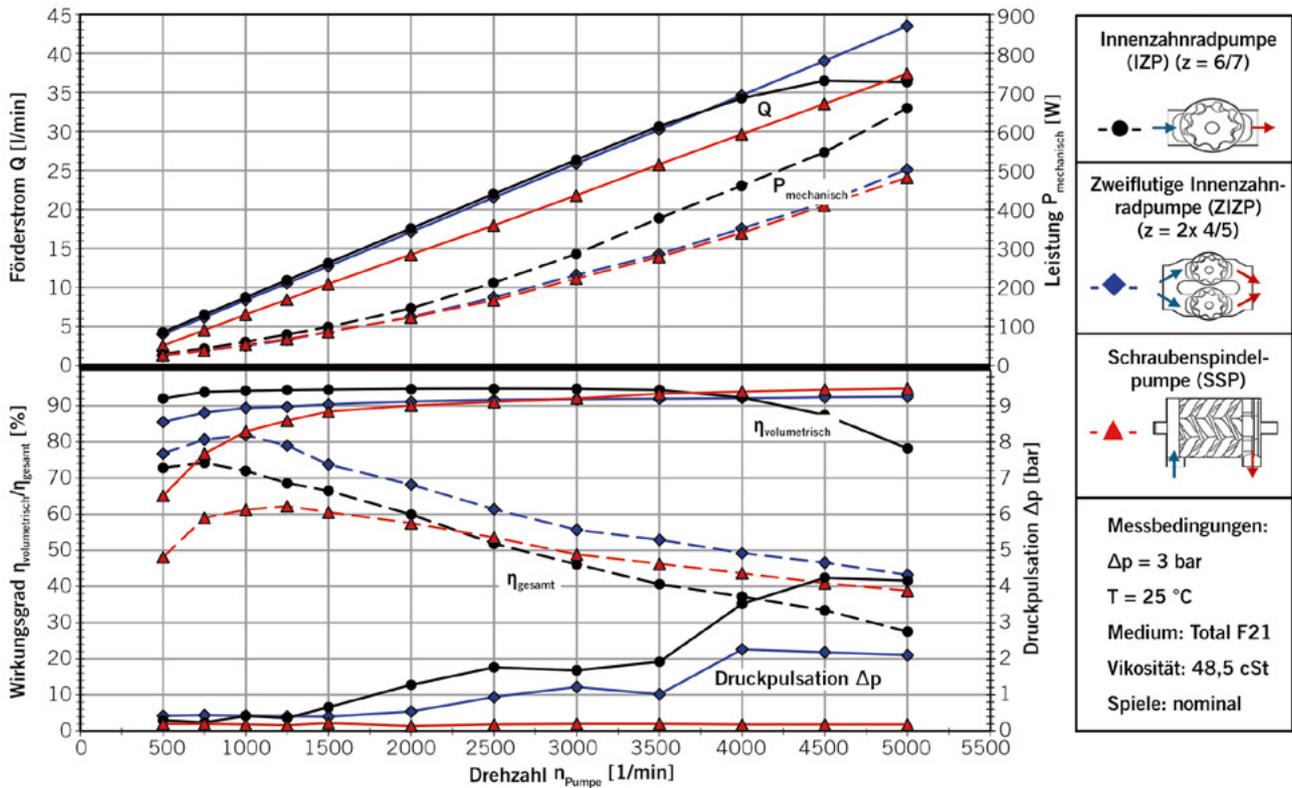


BILD 3 Vergleich der Förderkennlinien der untersuchten Pumpen bei einer Öltemperatur von 25 °C und 3 bar Förderdruckdifferenz (© SHW)

und einer pumpennah angeordneten Drehmomentmesswelle, weitgehend dem des Ölpumpenprüfstands. BILD 5 zeigt die Zeitschriebe von Druck, Drehmoment und Volumenstrom beim Anlauf der Pumpen. Die Mittelwerte der Antriebsdrehmomente der ZIZP mit Nominalspielen (blaue Kurven) liegen im Mittel mehr als 12 % unter denen der IZP und auch auf einem geringfügig niedrigeren Niveau als die der SSP.

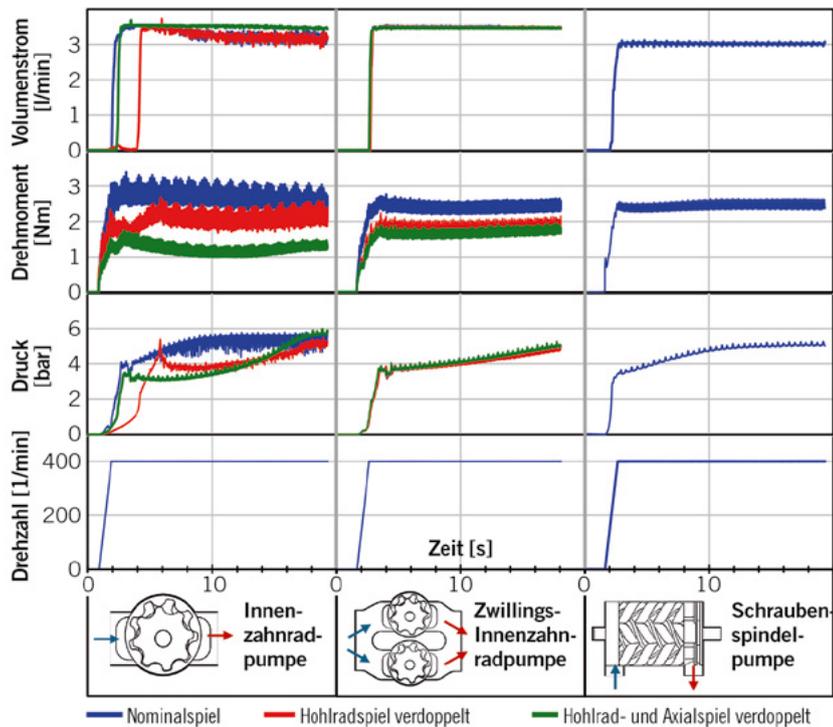
Durch eine Verdoppelung der Hohlradspiele zum Gehäuse (rote Kurven) der IZP und der ZIZP und einer zusätzlichen Verdopplung der Axialspiele der Fördererlemente zum Gehäuse (grüne Kurven) lassen sich die Antriebsdrehmomente in der Kälte deutlich reduzieren. Die Vergrößerung der Laufspiele verursacht jedoch wesentliche Wirkungsgradeinbußen bei niedrigen Drehzahlen und hohen Öltemperaturen.

## ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Bei elektrisch angetriebenen Pumpen sind das maximale Antriebsdrehmoment und die maximale mechanische Antriebsleistung die bestimmenden Größen für die Bauabmessungen, das Gewicht aber auch die Kosten des E-Motors und der zugehörigen Leistungselektronik. Vor diesem Hinter-



BILD 4 Versuchsaufbau zur Messung der Anlaufdrehmomente der Pumpen in der Kältekammer bei -30 °C (© SHW)



**BILD 5** Vergleichende Darstellung der Zeitschriebe der Antriebsdrehmomente während des Anlaufs der Pumpen bei -30 °C in der Kältekammer, (Medium: Total F21, kinetische Viskosität 1779 cSt) (© SHW)

grund wurden bei SHW am Beispiel von Pumpen zur Förderung von Kühl-/Schmiermedien von E-Achsen für BEVs verschiedene Verdrängerpumpen mit vergleichbarer Förderleistung ausgelegt, mit Simulationen optimiert, konstruiert und anhand von Prototypen auf Prüfständen untersucht. Neben einer als Referenz dienenden konventionellen Innenzahnradpumpe wurden eine zweiflutige Innenzahnradpumpe untersucht, bei der der Förderstrom der einflutigen IZP auf zwei über eine gemeinsame Welle angetriebene und entsprechend verkleinerte Einzelradsätze aufgeteilt wird. Zudem wurde eine bei SHW ausgelegte dreispindelige SSP vermessen.

Wegen der wesentlich verringerten Reibradien an den Förderelementen weist die ZIZP gegenüber der IZP signifikant höhere Gesamtwirkungsgrade bei höheren Drehzahlen auf. Bei 80 °C, 3 bar Förderdruck und 5000/min liegt der Gesamtwirkungsgrad der ZIZP mit 70 % beachtliche 20 %-Punkte höher als bei der IZP mit der gleichen Förderleistung. Zudem wird die Kavitations-

grenze zu höheren Drehzahlen verschoben. Hierdurch erschließt sich durch eine Steigerung der Nenndrehzahl im Grundsatz ein weiteres Potenzial zur Verringerung der Reibradien des Laufzeugs und generell zur Verringerung von Gewicht und Bauabmessungen der Pumpe sowie des elektrischen Antriebs der Pumpe. Die Ergebnisse der Vermessung der SSP liegen sowohl hinsichtlich der Gesamtwirkungsgrade als auch der Antriebsmomente bei -30 °C auf einem vergleichbaren Niveau wie die der untersuchten ZIZP. Lediglich bezüglich der als unkritisch betrachteten Druckpulsation zeigt die SSP eindeutige Vorteile.

Mit dem erarbeiteten Konzept einer zweiflutigen IZP steht nun ein leistungsfähiger und energieeffizienter Pumpentyp zur Verfügung, mit dem sich über den hier betrachteten Einsatz bei BEVs hinausgehend, bei begrenztem Fertigungsaufwand und einer guten Skalierbarkeit, auch für Großserienanwendungen das sehr hohe Wirkungsgradniveau dreispindeliger Schraubenspindel-pumpen erreichen lässt.

**LITERATURHINWEISE**

- [1] Patent US 2019 007 0924 A1: Optimal source electric vehicle heat pump with extreme temperature heating capability and efficient thermal preconditioning. Online: <https://patentcenter.uspto.gov/applications/16124285>, aufgerufen: 23. Juni 2025
- [2] Rehl, A.; Jauss, S.; Geskes, P.; Rückauf, J.: Innovative Ölmanagementmodule für den Antrieb von morgen. In: ATZ extra, 2019, Nr. 5, S. 46-51
- [3] Kraft, T.; Bäse, M.: Dedicated Electric Driveline Fluid (EDF) Development for an e-Axle Platform. CTI Symposium Automotive Powertrain Systems, Berlin, 2024
- [4] Harrison, J.; Aihara, R.; Eisele, F.: Modeling Gerotor Oil Pumps in 1D to Predict Performance with Known Operating Clearances. SAE Technical Paper 2016-01-1081. Online: <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2016-01-1081/>, aufgerufen: 23. Juni 2025
- [5] Schumacher, S.; Stetter, R.; Till, M.; Lavolette, N.; Algret, B.; Rudolph, S.: Simulation-Based Prediction of the Cold Start Behavior of Gerotor Pumps for Precise Design of Electric Oil Pumps. Applied Sciences, Bd. 14, Nr. 15, S. 6723. Online: <https://doi.org/10.3390/app14156723>, aufgerufen: 23. Juni 2025
- [6] Ivantysyn, J.; Ivantysynova, M.: Hydrostatische Pumpen und Motoren, 1. Aufl. Würzburg: Vogel-Verlag, 1993

**IMPRESSUM**

Sonderausgabe 2025 in Kooperation mit SHW Automotive GmbH, Enzisholzweg 11, 88427 Bad Schussenried; Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, Postfach 1546, 65173 Wiesbaden, Amtsgericht Wiesbaden, HRB 9754, USt-IdNr. DE81148419

**GESCHÄFTSFÜHRER:**

Stefanie Burgmaier | Andreas Funk | Joachim Krieger

**PROJEKTMANAGEMENT:** Anja Trabusch

**TITELBILD:**

© SHW Automotive GmbH



## **SHW Automotive GmbH**

A member of the Pankl Group

Enzisholzweg 11

88427 Bad Schussenried

Telefon: +49 7361 502-1

E-Mail: [info@shw.de](mailto:info@shw.de)

**[www.shw.de](http://www.shw.de)**

Finden Sie uns auf Social-Media

